

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-323098

(P2002-323098A)

(43) 公開日 平成14年11月8日 (2002. 11. 8)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード (参考)
F 1 6 H 3/62		F 1 6 H 3/62	A 3 J 0 2 8
3/66		3/66	A

審査請求 未請求 請求項の数 7 書面 (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2001-167439(P2001-167439)

(22) 出願日 平成13年4月25日 (2001. 4. 25)

(71) 出願人 594008626

協和合金株式会社

神奈川県横浜市金沢区鳥浜町17番4

(72) 発明者 平岩 一美

神奈川県横浜市金沢区鳥浜町17-4 協和
合金株式会社内

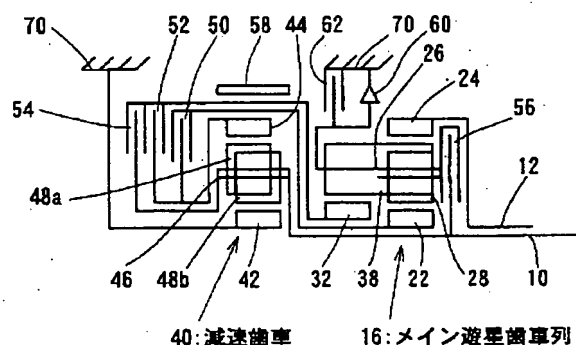
Fターム (参考) 3J028 EA25 EA27 EB09 EB14 EB31
EB33 EB66 FA06 FA13 FA14
FB02 FC16 FC17 FC24 FC64
GA01

(54) 【発明の名称】 多段変速遊星歯車列

(57) 【要約】

【課題】 小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い多段変速遊星歯車列を得る。

【解決手段】 第1メンバー（第1サンギヤ22）と第2メンバー（第2サンギヤ32）と第3メンバー（第1キャリヤ26）および第4メンバー（第1リングギヤ24）とを備えるメイン遊星歯車列16を有し、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸10と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸10と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段（前進第7速もしくは第8速）でケース70（静止部）に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース70に固定可能であり、第4メンバーは出力軸12と連結しており、入力軸10は、第1減速比の減速歯車40を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能とした。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 入力軸と、

出力軸と、

前記入力軸と前記出力軸間に設けられ、前記入力軸の回転数を前記出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、

該メイン遊星歯車列の前記回転メンバーとして、第 1 メンバーと第 2 メンバーと第 3 メンバーおよび第 4 メンバーとを備え、

前記第 1 メンバーは少なくとも前進第 1 速において前記入力軸と連結可能であり、前記第 2 メンバーおよび前記第 3 メンバーはそれぞれ前記入力軸と連結可能であるとともに、

前記第 2 メンバーは少なくとも最高変速段で前記ケース側に固定可能であり、

前記第 3 メンバーは少なくとも後進時に前記ケース側に固定可能であり、

前記第 4 メンバーは前記出力軸と連結しており、前記入力軸は、第 1 減速比の減速歯車を介して前記第 1 メンバーおよび前記第 2 メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第 1 減速比より小さい変速比をもって前記第 2 メンバーおよび前記第 3 メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

【請求項 2】 前記減速歯車は、第 3 サンギヤと、第 3 リングギヤと、該第 3 リングギヤと噛み合った第 3 ピニオン A と、該第 3 ピニオン A および前記第 3 サンギヤと噛み合った第 3 ピニオン B と、該第 3 ピニオン B および前記第 3 ピニオン A を軸支する第 3 キャリヤを備え、前記入力軸は前記第 3 キャリヤおよび前記第 3 メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、前記第 3 サンギヤは前記ケース側に固定または固定可能であり、前記第 3 リングギヤは前記第 1 メンバーおよび前記第 2 メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする請求項 1 に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項 3】 入力軸と、

出力軸と、

前記入力軸と前記出力軸間に設けられ、前記入力軸の回転数を前記出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、

該メイン遊星歯車列の前記回転メンバーとして、第 1 メンバーと第 2 メンバーと第 3 メンバーおよび第 4 メンバーとを備え、

前記第 1 メンバーは少なくとも前進第 1 速において前記入力軸と連結可能であり、

前記第 2 メンバーおよび前記第 3 メンバーはそれぞれ前記入力軸と連結可能であるとともに、

前記第 2 メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、

前記第 3 メンバーは少なくとも後進時に前記ケース側に固定可能であり、

前記第 4 メンバーは前記出力軸と連結しており、

前記入力軸は第 1 減速比の減速歯車を介して前記第 1 メンバーおよび前記第 2 メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第 1 減速比より小さい変速比をもって少なくとも前記第 2 メンバーと連結可能であり、前記第 3 メンバーを前記ケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

【請求項 4】 前記減速歯車は、第 3 サンギヤと、第 3 リングギヤと、該第 3 リングギヤと噛み合った第 3 ピニオン A と、該第 3 ピニオン A および前記第 3 サンギヤと噛み合った第 3 ピニオン B と、該第 3 ピニオン B および前記第 3 ピニオン A を軸支する第 3 キャリヤを備え、前記第 3 サンギヤと前記第 3 キャリヤのうちの一方と前記入力軸とを連結し、前記第 3 サンギヤと前記第 3 キャリヤのうちの他方を前記ケース側に固定または固定可能とし、前記第 3 リングギヤを前記第 1 メンバーおよび第 2 メンバーとそれぞれ連結可能に構成したことを特徴とする請求項 3 に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項 5】 前記第 2 メンバーを、前記ケース側に固定する第 1 の固定手段を有し、該第 1 の固定手段と並列に第 1 ワンウェイクラッチを介して前記ケース側に固定可能な第 2 の固定手段を設けるとともに、前記第 3 サンギヤもしくは前記第 3 キャリヤを、第 2 ワンウェイクラッチ（第 3 の固定手段）を介して前記ケースに固定し、該第 2 ワンウェイクラッチと並列に前記第 3 サンギヤもしくは前記第 3 キャリヤを前記ケースに固定する第 4 の固定手段を設けたことを特徴とする請求項 3 および 4 に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項 6】 前記第 2 の固定手段と前記第 4 の固定手段と一緒に締結可能に構成したことを特徴とする請求項 5 に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項 7】 前記メイン遊星歯車列は、内燃機関のクランク軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと前記減速歯車を介して、前記メイン遊星歯車列の前記第 1 メンバーおよび前記第 2 メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、前記クランク軸が少なくとも前記第 3 メンバーに連結可能としたことを特徴とする請求項 1 乃至 6 に記載の多段変速遊星歯車列。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用自動変速機に用いる、前進 5 段以上の変速比を有する多段変速遊星歯車列に関する。

【0002】

【従来の技術】従来から知られている、前進 5 段以上の変速比を有する多段変速遊星歯車列としては、本発明者が提案した特公平 5-40171 号公報に記載のものや、特開平 4-219553 号公報に記載のものが一般に知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記特公平5-40171号公報に記載の遊星歯車列にあっては、前進7段または8段の変速比を有するものの、これらの変速比を得るためにクラッチやブレーキなどの摩擦要素の数が7乃至8個と多くの摩擦要素が必要であり、この結果、製造コストおよび重量が過大になるという問題があった。

【0004】また、クラッチやブレーキなどの摩擦要素は、非締結状態であっても回転差がある場合にはドラッグトルク（引きずり抵抗）を生ずるため、摩擦要素の数が多しと走行時における非締結状態の摩擦要素の数も多くなり、特に高速走行時において変速機全体の発熱が増大するとともに動力伝達効率を悪化させ、燃費性能でせ

っかくの多段変速の良さを損なうという問題もある。
【0005】一方、特開平4-219553号公報に記載の遊星歯車列にあっては、少ない歯車と摩擦要素を用いて前進6段の変速比を得ているが、重量の大きなトラックなどに適用可能なように前進第1速の変速比を大きくしようとすると、第3速の変速比と第4速の変速比との間および、第4速の変速比と第5速の変速比との間が離れすぎて、使用頻度の高い変速段の変速比が車両の走行条件に不適切な設定になりがちという問題がある。

【0006】また、同公報の図3のように、遊星歯車のみで構成した場合に変速比が1の直結が存在しないこと、6段を超す変速段数を得ることが不可能など、走行条件に応じて適切な変速比を選択して燃費をよくするのが困難であるという問題があった。

【0007】本発明は、このような従来の問題点に鑑みてなされたものであって、少ない歯車と摩擦要素でありながら前進5段以上の変速比を有する歯車列や、直結を含む前進6段以上の変速比を有する歯車列など、動力伝達効率が高い変速機にするとともに、走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して走行することを可能にした多段変速遊星歯車列を得ることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、か

つ第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする。

【0009】上記目的を達成するため、請求項2に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、入力軸は第3キャリアおよび第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、第3サンギヤはケース側に固定または固定可能であり、第3リングギヤは第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする。

【0010】上記目的を達成するため、請求項3に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする。

【0011】上記目的を達成するため、請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、第3サンギヤと第3キャリアのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリアのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したことを特徴とする。

【0012】上記目的を達成するため、請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2メンバーを、ケース側に固定する第1固の定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリアを、第2ワンウ

エキクラッチ（第3の固定手段）を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリアをケースに固定する第4の固定手段を設けたことを特徴とする。

【0013】上記目的を達成するため、請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能に構成したことを特徴とする。

【0014】上記目的を達成するため、請求項7に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、メイン遊星歯車列は、内燃機関のクランク軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星歯車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、クランク軸が少なくとも第3メンバーに連結可能としたことを特徴とする。

【0015】

【作用】請求項1に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能としたため、第1乃至第3メンバーと入力軸との連結関係と、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定する制御の組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う。

【0016】請求項2に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、入力軸は第3キャリアおよび第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、第3サンギヤはケース側に固定または固定可能であり、第3リングギヤは第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能としたため、これらと連結したメイン遊星歯車列の第1乃至第3メンバーと入力軸との連結関係と、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定する制御の組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う。

【0017】請求項3に記載した本発明の多段変速遊星

歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段としたため、後進時においてドグクラッチもしくはロックボールが第3メンバーをケースに固定して逆転駆動を行う。

【0018】請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、第3サンギヤと第3キャリアのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリアのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したため、いずれの場合も第1メンバーおよび第2メンバーと連結した第3リングギヤを減速駆動して多段変速を行う。

【0019】請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2メンバーを、ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリアを、第2ワンウェイクラッチ（第3の固定手段）を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリアをケースに固定する第4の固定手段を設けたため、第1の固定手段もしくは、第2の固定手段が第1ワンウェイクラッチを介して第2メンバーを固定し、第2ワンウェイクラッチもしくは第4の固定手段が、第3サンギヤもしくは第3キャリアを固定して多段変速を行う。

【0020】請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能に構成したため、両者を同時に締結することにより、第2サンギヤを、第1ワンウェイクラッチを介して固定し、第3サンギヤもしくは第3キャリアを

固定して多段変速を行う。

【0021】請求項7に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、メイン遊星歯車列は、内燃機関のクランク軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星歯車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、クランク軸が少なくとも第3メンバーに連結可能としたため、これらの第1および第2メンバーと入力軸との連結関係と、クランク軸と第3メンバーとの連結および、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定する制御の組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の多段変速遊星歯車列の実施態様を、図に基づき説明する。図1は、本発明の多段変速遊星歯車列を表すスケルトン図である。入力軸10と出力軸12は同じ軸心であり、図は軸心より上側半分を描いてある。入力軸10と同じ軸心上にメイン遊星歯車列16が配置されている。

【0023】メイン遊星歯車列16は、一般的にラビニヨ型と呼ばれる、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車を組み合わせた遊星歯車列であり、第1サンギヤ22と、第2サンギヤ32と、第1リングギヤ24と、第1キャリア26と、該第1キャリア26に軸支され第1リングギヤ22および第2サンギヤ32と噛み合うロングピニオン38と、同じく第1キャリア26に軸支されロングピニオン38および第1サンギヤ22と噛み合うショートピニオン28から構成されている。

【0024】減速歯車40は、入力軸10と同じ軸上に設けられている。減速歯車40は、単列のダブルピニオン遊星歯車であり、第3サンギヤ42と、第3リングギヤ44と、第3キャリア46および、該第3キャリア46に軸支され第3リングギヤ44と噛み合う第3ピニオン48aと、同じく第3キャリア46に軸支され第3ピニオン48bおよび第3サンギヤ42と噛み合う第4ピニオン48bから構成されている。

【0025】第3リングギヤ44は、第1クラッチ50を介して第1サンギヤ22と、第2クラッチ52を介して第2サンギヤ32と、それぞれ連結可能である。入力軸10は、第3キャリア46と常時連結されるとともに、第3クラッチ54を介して第2サンギヤ32と、第4クラッチ56を介して第1キャリア26と、それぞれ連結可能である。

【0026】第2サンギヤ32は第1ブレーキ58を介してケース70（静止部）に固定可能であり、第1キャリア26はワンウェイクラッチ（OC）60を介して常時一方の回転方向のみケース70に固定されるとともに、第2ブレーキ62により他方の回転方向もケース70に固定可能である。さらに、第3サンギヤ42は常時ケース70に固定され、第1リングギヤ24は常時出力

軸12と連結されている。

【0027】したがって、第3キャリア46が常時入力軸10と連結され、第3サンギヤ42が常時ケース70に固定されているため、第3リングギヤ46は常に入力軸10から減速駆動され、その減速比（入力軸10の回転数/第3リングギヤ46の回転数）を第1減速比と呼び、第3リングギヤ46の歯数に対する第3サンギヤ42の歯数の比を α_3 とすると、 $1/(1-\alpha_3)$ になる。このように、第1減速比で駆動される第3リングギヤ46とのみ連結可能な第1サンギヤ22は、第1メンバーを構成する。

【0028】また、第3リングギヤ46および入力軸10と選択的に連結可能であって、後述するように最高段（前進第8速）においてケース70に固定可能な第2サンギヤ32は、第2メンバーを構成する。この際、第2メンバー（第2サンギヤ32）が入力軸10と連結した場合は、入力軸10と直結されるので前述の第1減速比より小さい変速比で連結されることになる。

【0029】同様に、前記第1減速比より小さい変速比（直結）で入力軸10と連結可能であって、後述するように少なくとも後進時においてケース70に固定可能な第1キャリア26は、第3メンバーを構成する。また、出力軸12と常に連結されている第1リングギヤ24は、第4メンバーを構成する。

【0030】次に、図1に示した多段変速遊星歯車列の作動を、図2に示した作動表と図18に示した共線図を参考にしながら説明する。尚、図2の作動表において、横方向の欄にはクラッチやブレーキおよびワンウェイクラッチなどの締結要素が割り当ててあり、縦方向の欄には前進第1速（1st）乃至第8速（8th）、および後進第1速（R-1）、第2速（R-2）の各変速段を割り当ててある。L-1は前進第1速であるが、エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動することも可能なモードを表す。表中、○印は各締結要素の締結を、また空欄は各締結要素の解放を表す。

【0031】図18に示した共線図は、縦方向は入力軸10の回転数を1とした場合の各回転メンバーの回転数を表し、横方向は上記した各遊星歯車の歯数比に応じた間隔に各回転メンバーを割り振って縦線を描いてある。各回転メンバーの縦線における斜線や水平線との交点が、各回転メンバーの回転数を表す。また、破線の水平線は同じ回転数であることを表す。分かりやすくするため、出力軸12と連結された第4メンバーの第1リングギヤ24の縦線における交点は×印で表示し、他の主要メンバーの連結および固定点は○で表した。

【0032】また、以下の説明で変速比の計算に用いる α_3 は前述したが、 α_1 は第1リングギヤ24の歯数に対する第1サンギヤ22の歯数の比であり、 α_2 は第1リングギヤ24の歯数に対する第2サンギヤ32の歯数の比である。以下の説明では、歯数比 α_1 を0.45、

10

20

30

40

50

$\alpha 2$ を 0.5、 $\alpha 3$ を 0.5 とした場合の変速比について例示する。図 18 に示した共線図もこの歯数比に基づいて描いてある。さらに、以下の説明では、クラッチ、ブレーキを摩擦要素といい、これらとワンウェイクラッチなどを総称して締結要素という。

【0033】始めに、前進第 1 速は、第 1 クラッチ 50 の締結により第 3 リングギヤ 44 と第 1 メンバーである第 1 サンギヤ 22 とを連結することで変速比を得る。このとき、第 3 メンバーの第 1 キャリヤ 26 は、入力軸 10 側から駆動する場合には自動的にワンウェイクラッチ 60 の締結によりケース 70 に固定される。第 3 リングギヤ 44 は、前述のように減速歯車 40 により常に $1/(1-\alpha 3)$ の減速比で駆動されているので、メイン遊星歯車列 16 の作用も含めると、前進第 1 速の変速比（入力軸 10 の回転数/出力軸 12 の回転数）は、 $1/\alpha 1(1-\alpha 3)$ になる。

【0034】第 1 キャリヤ 26 がワンウェイクラッチ 60 でケース 70 に固定されるのは、入力軸 10 側から駆動する場合、すなわち自動車を加速する際にのみ上記変速比が得られ、第 2 ブレーキ 62 によりケース 70 に固定した場合には出力軸 12 側から駆動する際にも上記の変速比を得ることができる。

【0035】これを図 18 の共線図で説明すると、減速歯車 40 は、第 3 キャリヤ 54 が入力軸 10 と連結されているので、この回転数を 1 とし、第 3 サンギヤ 42 がケース 70 に固定されているので、この回転数を 0 とし、両者を斜線で結び、これと第 3 キャリヤ 44 の縦線との交点が第 3 キャリヤ 44 の回転数になり、第 1 メンバーの第 1 サンギヤ 22 を同じ回転数で駆動する。

【0036】一方、第 3 メンバーの第 1 キャリヤ 26 がケース 70 に固定されて回転数が 0 になるので、これと第 1 サンギヤ 22 の回転数とを結んだのが 1st で表した斜線である。この斜線と第 4 メンバーである第 1 リングギヤ 24 の縦線との交点が×印で表した出力軸 12 の回転数である。上記の歯数比とした場合、前進第 1 速の変速比は 4.444 になる。

【0037】次に、前進第 2 速への変速は、前進第 1 速での第 1 クラッチ 50 の締結に加えて、第 1 ブレーキ 58 を締結することで行われる。すなわち、前進第 1 速で自動車を加速中にあっては、前述のように第 1 キャリヤ 26 がワンウェイクラッチ 60 によりケース 70 に固定されているが、第 1 ブレーキ 58 により第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 22 をケース 70 に固定すると、ワンウェイクラッチ 60 は自動的に第 1 キャリヤ 26 の固定を解除する。したがって、第 1 メンバーの第 1 サンギヤ 22 が第 1 減速比で駆動され、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 がケース 70 に固定される。これにより、図 18 の共線図においては 2nd の斜線に示すように変化して、その変速比は $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 1(1 + \alpha 2)(1 - \alpha 3)\}$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第 2

速の変速比は 2.815 になる。

【0038】次に、前進第 3 速への変速は、前進第 1 速から引き続いての第 1 クラッチ 50 の締結に加えて、第 1 ブレーキ 58 を解放して第 2 クラッチ 52 を締結することで、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 をも第 3 リングギヤ 44 と連結して行われる。これにより、図 18 の共線図における 3rd の水平線が示すように、メイン遊星歯車列 16 は一体となり、全体の変速比は減速歯車 40 の減速比の $1/(1-\alpha 3)$ と同じになる。上記の歯数比とした場合、前進第 3 速の変速比は 2.000 になる。

【0039】次に、前進第 4 速への変速は、前進第 1 速から引き続いての第 1 クラッチ 50 の締結に加えて、第 2 クラッチ 52 を解放して第 3 クラッチ 54 を締結することで、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 を入力軸 10 と連結して行われる。これにより、図 18 の共線図における 4th の斜線が示すようになり、変速比は $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 2(1 - \alpha 1 \cdot \alpha 3) + \alpha 1(1 - \alpha 3)\}$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第 4 速の変速比は 1.551 になる。

【0040】次に、前進第 5 速への変速は、前進第 1 速から引き続いての第 1 クラッチ 50 の締結に加えて、第 3 クラッチ 54 を解放して第 4 クラッチ 56 を締結することで、第 3 メンバーの第 1 キャリヤ 26 を入力軸 10 と連結して行われる。これにより、図 18 の共線図における 5th の斜線が示すようになり、変速比は $1/(1 - \alpha 1 \cdot \alpha 3)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第 5 速の変速比は 1.290 になる。

【0041】次に、前進第 6 速への変速は、前進第 5 速の第 4 クラッチ 56 の締結に加えて、第 1 クラッチ 50 を解放して再び第 3 クラッチ 54 を締結することで、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 を入力軸 10 と連結して行われる。これにより、図 18 の共線図における 6th の水平線が示すように、メイン遊星歯車列 16 が一体になるとともに、入力軸 10 と連結されることになり、変速比は上記の歯数比に関わらず 1.000 の直結になる。

【0042】次に、前進第 7 速への変速は、前進第 5 速からの第 4 クラッチ 56 の締結に加えて、第 3 クラッチ 54 を解放して再び第 2 クラッチ 52 を締結することで、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 を第 3 リングギヤ 44 と連結して行われる。これにより、図 18 の共線図における 7th の斜線が示すようになり、変速比は $1/(1 + \alpha 2 \cdot \alpha 3)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第 7 速の変速比は 0.800 の増速比になる。

【0043】次に、前進第 8 速への変速は、前進第 5 速からの第 4 クラッチ 56 の締結に加えて、第 2 クラッチ 52 を解放して再び第 1 ブレーキ 58 を締結することで、第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 をケース 70 に固定して行われる。これにより、図 18 の共線図における

8thの斜線が示すようになり、変速比は $1/(1+\alpha_2)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第8速の変速比は0.667の増速比になる。

【0044】続いて後進の場合について説明する。後進の第1速は、図2の作動表におけるR-1の列に示すように、第2クラッチ52の締結による第3リングギヤ44と第2メンバーの第2サンギヤ22との連結と、第2ブレーキ62の締結による第3メンバーの第1キャリア26のケース70への固定で行われる。これにより、第2メンバーの第2サンギヤ22が第1減速比で駆動され、第1キャリア26がケース70に固定されるので逆転駆動され、図18の共線図におけるR-1の斜線に示すように、変速比は $-1/\alpha_2(1-\alpha_3)$ になる。上記の歯数比とした場合、後進第1速の変速比は-4.000になる。

【0045】次に、後進第2速への変速は、後進第1速での第2ブレーキ62の締結に加えて、第2クラッチ52を解放して第3クラッチ54を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を入力軸10と連結して行われる。これにより、第2メンバーの第2サンギヤ22が入力10と直結され、図18の共線図におけるR-2の斜線に示すように、変速比は $-1/\alpha_2$ になる。上記の歯数比とした場合、後進第2速の変速比は-2.000になる。

【0046】以上の説明で分かるように、各変速段における変速比を得るために、クラッチやブレーキおよびワンウェイクラッチなどの締結要素は、常に2個が締結されており、隣り合った変速段への変速は、前記2個のうちの、片方の要素を切り替えるだけで行うことができる。

【0047】また、詳細な説明は省略するが、図2の作動表でも分かるように前進第1速から第3速などのような1段飛び越し変速においても、同様に前記2個の締結要素うちの、片方の要素を切り替えるだけで行うことができる。このように、1個の締結要素のみの切り替えで変速できることは、自動変速機の遊星歯車列として制御のしやすさの面で有利となる。上記の説明は、前進第1速から第2速への変速のように、いわゆるアップシフトを中心に行ったが、前進第3速から第2速への変速のようなダウンシフトにおいても同様である。

【0048】また、クラッチやブレーキなどの摩擦要素は最低6個で前進8段、後進2段の変速比が得られ、変速段数の割に少ない摩擦要素で構成することができる。このことは、製造コストや重量および所要スペースの節減になるばかりか、自動車が走行中における非作動の摩擦要素が少ないことを意味し、これらが生ずる引きずり抵抗も少ないことになる。したがって引きずり抵抗などのロスによる発熱が少なく、動力伝達効率が高いことにつながる。

【0049】内燃機関を動力源とする自動車は、理論的

には変速比が多段である方が加速性能や燃費がよくなるが、一般的に多段化すると摩擦要素の数が増えて動力伝達効率が低下し、燃費の面で多段化の良さを損なう結果になる傾向があった。本発明によれば、上記のように最低6つの摩擦要素で前進8段の変速比が得られ、多様に变化する走行条件に合わせて適切な変速段を選択するように制御することで、加速性能とともに燃費を向上することができる。

【0050】上記した歯数比による変速比は、トラックなどの商用車に適した例であるが、 α_1 、 α_2 、 α_3 の歯数比を適切に設定することで、乗用車に適した8段の変速比にすることができるのは言うまでもない。また、摩擦要素の数が少ないことと合わせて、前進第6速のように変速比が1の直結が存在するので、使用頻度の高い変速段で歯車に頼らない高効率の駆動を行うことができることも燃費の向上に貢献する。

【0051】さらに、図1に示す本発明の実施態様によれば、メイン遊星歯車列16と減速歯車40および各締結要素は、入力軸10および出力軸12と同じ軸心上にあるので全体をコンパクトに構成することができる。これは、メイン遊星歯車列16にラビニヨ型遊星歯車列を、減速歯車40に単列ダブルベニヨン遊星歯車を、それぞれ用いてこれらを組み合わせたことによるものである。図では、入力軸10と出力軸12とを同じ右側へ向くように描いたが、入力軸10を左側へ向けて出すことができるのは言うまでもない。

【0052】以上のように、メイン遊星歯車列16の第1乃至第3メンバーのうち、入力軸10は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバー（第1サンギヤ22）および第2メンバー（第2サンギヤ32）と連結可能であり、入力軸10はまた、第1減速比より小さい変速比（上記例では変速比1）をもって第2メンバー（第2サンギヤ32）および第3メンバー（第1キャリア26）と連結可能である。

【0053】すなわち、第2メンバー（第2サンギヤ32）は2種類の変速比で入力軸10と連結可能であることが従来にない特徴であり、これにより少ない摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることができる。この第1乃至第3の各メンバーと入力軸10との連結関係は、以下に示す図9までの他の実施態様にあっても基本的に共通する特徴である。

【0054】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第2の実施態様のスケルトンを図3に示す。以下に示す図は、図1の実施態様と同じ機能の構成部品に、基本的に同じ番号を割り当てて書いてある。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図3の実施態様は、エンジン14を原動機としてトルクコンバータ72を介して入力軸10を駆動するとともに、第4クラッチ56が第3メンバーの第1キャリア26とエンジン14のクラン

ク軸 74 とを連結可能にしている点が異なる。トルクコンバータ 72 は、ポンプ 76、タービン 78、ステータ 80 およびステータ 80 をケース 70 に固定するためのワンウェイクラッチ 82 を有する。

【0055】各締結要素の作動は、図 2 に示した作動表と同じである。したがって、第 4 クラッチ 56 の締結が関係しない前進第 1 速乃至第 4 速および後進については、図 1 に示した実施態様と同じ作動であるが、エンジン 14 の動力はトルクコンバータ 72 を介して伝達され、流体駆動になる。

【0056】しかし、前進第 5 速においては、クランク軸 74 からトルクコンバータ 72 および減速歯車 40 と第 1 クラッチ 50 を介して第 1 メンバーの第 1 サンギヤ 22 が駆動され、第 4 クラッチ 56 を介してクランク軸 74 が直接第 3 メンバーの第 1 キャリヤ 26 を駆動するので、クランク軸 74 と出力軸 12 との間では、流体駆動と機械的な駆動の混在、いわゆる動力スプリットタイプの駆動になる。この結果、トルクコンバータ 72 での滑りを減らし燃費を向上させながら、機械的連結のみによる駆動で発生する振動の伝達等をトルクコンバータで

吸収することが可能となる。

【0057】同様に、前進第 6 速においては、クランク軸 74 からトルクコンバータ 72 および第 3 クラッチ 54 を介して第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 が連結されるので、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。さらに、前進第 7 速においても、クランク軸 74 からトルクコンバータ 72 および減速歯車 40 と第 2 クラッチ 52 を介して第 2 メンバーの第 2 サンギヤ 32 が連結されるので、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。前進第 8 速においては、全ての動力がクランク軸 74 から第 4 クラッチ 56 を経て機械的に駆動される。

【0058】通常、トルクコンバータを使用する自動変速機にあっては、低速走行時以外は流体駆動にしないようにロックアップクラッチと呼ばれる直結クラッチをトルクコンバータの内部に設け、クランク軸とタービンを機械的に連結する例が一般的であり、図 3 の実施態様にあってはロックアップクラッチが第 4 クラッチ 56 を兼用していると言える。

【0059】このため、歯車列周辺にある摩擦要素が計 5 個と、図 1 の実施態様より 1 個少なくなり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の一層の低減が可能になり、燃費を向上することができる。また、図 3 はトルクコンバータ 72 を使う実施態様を表したが、トルクコンバータ 72 の代わりに流体クラッチ（フルードカップリング）を使用することも可能である。

【0060】さらに、図 1 に示した実施態様と同様に、メイン遊星歯車列 16 と減速歯車 40 および各締結要素は、入力軸 10 および出力軸 12 と同じ軸心上にあるので全体をコンパクトに構成することができる。

【0061】以上の構成は図 1 と一部異なるが、入力軸 10 とクランク軸 74 とを同格と考えれば、第 1 メンバー乃至第 3 メンバーと入力軸 10 およびクランク軸 74 との連結関係は基本的に図 1 の実施態様と同じである。図 3 に示した実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進 8 段後進 2 段の変速段を有する遊星歯車列が得られ、図 1 に示した実施態様と同様の効果を発揮することができる。

【0062】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第 3 の実施態様のスケルトンを図 4 に示す。ここでは、図 1 に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図 4 の実施態様は、図 3 に示した実施態様と同様に、エンジン 14 のクランク軸 74 と入力軸 10 との間にトルクコンバータ 72 が配置されるとともに、入力軸 10 と出力軸 12 とが平行に配置され、第 1 減速比を得るための減速歯車 40 が第 1 駆動歯車 90 と第 1 被動歯車 92 の歯車対であり、これより小さい変速比を得るための歯車が第 2 駆動歯車 94 と第 2 被動歯車 96 の歯車対であって、さらに第 2 駆動歯車 94 がクランク軸 74 と連結されていることが、図 1 の実施態様と異なる。尚、図示したスケルトンは、入力軸 10 の軸心より下側半分と出力軸 12 の軸心より上側半分を描いてある。

【0063】また、メイン遊星歯車列 16 の構成が異なる。すなわち、第 1 サンギヤ 22 と第 1 リングギヤ 24 とこれらと噛み合う第 1 ピニオン 28 を軸支した第 1 キャリヤ 26 からなる第 1 遊星歯車組 20 と、第 2 サンギヤ 32 と第 2 リングギヤ 34 とこれらと噛み合う第 2 ピニオン 38 を軸支した第 1 キャリヤ 36 からなる第 2 遊星歯車組 30 とから構成されている。第 1 メンバーは第 1 リングギヤ 24 であり、第 1 クラッチ 50 および減速歯車 40 を介して入力軸 10 と連結可能である。

【0064】ここで、減速歯車 40 と入力軸 10 との間には、常に入力軸 10 から駆動する方向にトルクを伝達する第 2 ワンウェイクラッチ 64 と、第 5 クラッチ 66 とが並行して設けられ、いわゆるエンジンプレーキ時以外は第 2 ワンウェイクラッチ 64 を介して動力が伝達され、エンジンプレーキの際には第 5 クラッチ 66 で動力を伝達する。

【0065】第 2 メンバーは第 1 サンギヤ 22 と第 2 サンギヤ 32 とが連結されて構成され、第 2 クラッチ 52 および減速歯車 40 を介して入力軸 10 と連結可能であり、第 3 クラッチ 54 および第 2 駆動歯車 94 と第 2 被動歯車 96 を介してクランク軸 74 と連結可能であるとともに、第 1 ブレーキ 58 によりケース 70 に固定可能である。

【0066】第 3 メンバーを構成する第 2 キャリヤ 36 は、第 4 クラッチ 56 および第 2 駆動歯車 94 と第 2 被動歯車 96 を介してクランク軸 74 と連結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ 60 および第 2 ブレーキ 6

2によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリア26と第2リングギヤ34とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0067】以上の構成は図1と異なるが、入力軸10とクランク軸74とを同格と考えれば、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10およびクランク軸74との連結関係は基本的に図1の実施態様と同じである。締結要素の作動も基本的に図1、図2に示した実施態様と同様である。ただ、前述のように前進の駆動時にあっては第5クラッチ66が締結せず、第2ワンウェイクラッチ64のみで動力を伝達するので、前進走行中は第1クラッチ50を締結したままでよい。

【0068】このため、前進第1速から第6速までの変速において、第2ワンウェイクラッチ64の作用により、自動車に減速方向の変速ショックを生ずることがないので、変速制御がやりやすくなる。また、後進の第1速は駆動方向に関係なく第5クラッチ66を締結する。さらに、動力の伝達は、流体駆動と機械的駆動が混在するのは図3に示した実施態様と基本的に同じであるが、やや異なるのは前進第6速および後進第2速が機械的駆動になることである。

【0069】図4に示す実施態様では、特に大きな入力トルクが作用する前進第1速において、直径の大きい第1リングギヤ24に入力するので、第1リングギヤ24の歯元応力が小さく済むので、歯幅（軸方向長さ）を小さく設計できるという利点がある。

【0070】以上のように図1の実施態様と構成は異なるが、図4に示す本発明の実施態様も、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0071】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第4の実施態様のスケルトンを図5に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図5に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16は図1の実施態様と同じラビニヨ型遊星歯車列であり、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが、図4に示した実施態様と同様に平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されている。したがって、第2メンバーの第2サンギヤ22および第3メンバーの第1キャリア26と入力軸10とは、第1減速比より小さい変速比を得るための第2駆動歯車94と第2被動歯車96の歯車対を介して連結されるので、直結にはならない。

【0072】各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。図5に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段

後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0073】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第5の実施態様のスケルトンを図6に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図6に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ピニオン28を軸支した第1キャリア26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ピニオン38を軸支した第1キャリア36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。

【0074】第1メンバーは第1サンギヤ22であり、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0075】第3メンバーを構成する第2キャリア36は、第1リングギヤ24と連結され、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリア26と第2リングギヤ34とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0076】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第2キャリア36と入力軸10との連結で直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0077】図6に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0078】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第6の実施態様のスケルトンを図7に示す。ここで

10

20

30

40

50

は、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図7に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。

【0079】すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ピニオン28を軸支した第1キャリア26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ピニオン38を軸支した第1キャリア36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。

【0080】第1メンバーは第1サンギヤ22と第2リングギヤとが連結して構成されており、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0081】第3メンバーを構成する第1リングギヤ24は、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリア26と第2キャリア36とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0082】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第1リングギヤ24と入力軸10との連結で直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0083】図7に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0084】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第7の実施態様のスケルトンを図8に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図8に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が図1と同じラビニヨ型遊星歯車列で構成されているが、連結関係が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン

遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。

【0085】すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と、第2サンギヤ32と、第1リングギヤ24と、第1キャリア26と、該第1キャリア26に軸支され第1リングギヤ22および第1サンギヤ22と噛み合うロングピニオン38と、同じく第1キャリア26に軸支されロングピニオン38および第2サンギヤ32と噛み合うショートピニオン28から構成されている。

【0086】第1メンバーは第1サンギヤ22であり、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0087】第3メンバーを構成する第1リングギヤ24は、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2被動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリア26であり、出力軸12と連結している。

【0088】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第1リングギヤ24と入力軸10との連結が直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0089】図8に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0090】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第8の実施態様のスケルトンを図9に示す。図9に示す実施態様は、上記の図1乃至図8に示した実施態様と変速段数が異なり、前進7段後進2段の変速を可能にするものである。具体的には、図9と図1を見比べて分かる通り、メイン遊星歯車列16および減速歯車40の構成は同じである。異なる点は、第3メンバーの第1キャリア26をケース70に固定する手段が機械的なロック機構84であることと、第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に固定するのが、第1ブレーキ（第1の固定手段）58と、これと並列に設けられた第1ワンウェイクラッチ60および第3ブレーキ（第2の固定手

段) 68の両者であることである。

【0091】すなわち、第3ブレーキ68を締結した場合に第1ワンウェイクラッチ60は、入力軸10側から駆動する方向にのみ第2メンバーの第2サンギヤ32を自動的にケース70に固定し、逆方向には固定を解除し自由に回転可能になっている。そして、第1ブレーキ58を締結すると回転方向にかかわらず第2サンギヤ32はケース70に固定される。

【0092】また、第3サンギヤ42は、第2ワンウェイクラッチ(第3の固定手段)64を介してケース70に一方方向に固定されるとともに、第3ブレーキ(第4の固定手段)68の締結でもケース70に固定可能である。すなわち、第3サンギヤ42は第2ワンウェイクラッチ64により入力軸10側から駆動する方向のみ自動的にケース70に固定され、第3ブレーキ68の締結により駆動方向にかかわらずケース70に固定される。

【0093】つまり、第3ブレーキ68を締結することにより、第2メンバーの第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定すると一緒に、第3サンギヤ42をケース70に固定することができる。したがって、第2メンバーの第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定する第2の固定手段と、第3サンギヤ42をケース70に固定する第4の固定手段とは、実質的に一体の締結要素(第3ブレーキ68)であり、第2サンギヤ32と第3サンギヤ42とを一緒に固定することができる。

【0094】次に、図9に示す実施態様の作動を図10に示した作動表を基に説明する。図10に示した作動表は、基本的に図2に示した作動表と同様の表し方をしているが、表中、前進第2速(2nd)における第3ブレーキ68の▽(逆三角形)は、前進第1速から2速に切り替った後および第2速から第1速に変速する前の一時的な締結を表し、前進第5速(5th)における第2クラッチ52と、前進第7速(7th)および後進第2速(R-2)における第3ブレーキ68の△(正三角形)は、締結しているが動力伝達に関係していないことを表す。

【0095】図9の実施態様においては、図1の実施態様で説明した作動のうち前進第1速がなく、図1の実施態様の前進第2速が図9の実施態様における前進第1速になる。以下、図1の実施態様における前進第3速乃至前進第8速が1段ずつ繰り上がり、図9の実施態様における前進第2速乃至第7速になる。変速比の計算式も同様に繰り上がる。

【0096】尚、共線図については図18に示したものと基本的に同様で、図18における2nd乃至8thが本実施態様における1st乃至7thに繰り上がるだけであるので図示は省略する。

【0097】以下、図1の実施態様の説明と同様に変速

比の例を示すが、ここでは、各歯数比 $\alpha 1$ を0.4、 $\alpha 2$ を0.6、 $\alpha 3$ を0.55とした場合について例示する。前進第1速は、第1クラッチ50の締結により第3リングギヤ34と第1メンバーの第1サンギヤ22とを連結することと、第3ブレーキ68の締結により第1ワンウェイクラッチ60を介して第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に、入力軸10から駆動する方向に固定して行われる。第1速の変速比は、図1の実施態様における第2速と同じ計算式により、 $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 1(1 + \alpha 2)(1 - \alpha 3)\}$ となり、上記歯数比とした場合は3.472になる。エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動する場合には、L-1に示すように第1クラッチ50、第3ブレーキ68の締結に加えて、第1ブレーキ58の締結で駆動方向に関係なく上記変速比が得られる。

【0098】前進第2速への変速は、第1速における第1クラッチ50および第3ブレーキ68の締結に加えて、第2クラッチ52の締結で第2メンバーの第2サンギヤ32も第3リングギヤ44と連結することで行われる。このとき、第1ワンウェイクラッチ60の締結(固定)は自動的に解除される。第2速の変速比は、図1の実施態様における第3速と同様に、減速歯車40の減速比の $1 / (1 - \alpha 3)$ と同じとなり、上記歯数比とした場合は2.222になる。

【0099】尚、次の前進第3速への変速に先立って、第3ブレーキ68の締結を解除する。第3ブレーキ68の締結を解除しても、第3サンギヤ42は第2ワンウェイクラッチ64の作用で、入力軸10側から駆動する方向は自動的にケース70に固定されるので、第2速の駆動に変わりはない。また、逆に第2速で第3ブレーキ68の締結を解除した状態において第1速へ変速を行う場合には、変速に先立って第3ブレーキ68を再び締結した上で第2クラッチ52の解除を行うことで第1速へ変速することができる。このように、第1速から第2速および、第2速から第1速の変速においては、第1ワンウェイクラッチ60が作用するため、変速ショックが出にくい制御を行うことができる。

【0100】前進第2速から第3速への変速は、第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第2クラッチ52の締結を解除し第3クラッチ54を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を入力軸10と連結して行われる。この際に、第2クラッチ52と第3クラッチ54の両者が同時に締結あるいはそれに近い状態にある瞬間があっても、後述の第5速と同じ変速比になりかかるだけであり、自動車を減速する方向の変速ショックが生ずることはない。これは第2ワンウェイクラッチ64の作用で、第3速におい出力軸12側から駆動する状態にならないからである。第3速の変速比は、図1の実施態様における第4速と同様に、 $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 2(1 - \alpha 1 \cdot \alpha 3) + \alpha 1(1 - \alpha$

3) } になり、上記歯数比とした場合は1.543になる。

【0101】前進第4速への変速は、第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第3クラッチ54の締結を解除し第4クラッチ56を締結することで、第3メンバーの第1キャリア26が入力軸10と連結して行われる。この際も、第3クラッチ54と第4クラッチ56両者が同時に締結あるいはそれに近い状態にある瞬間があっても、後述の第5速と同じ変速比になりかかるだけであり、自動車を減速する方向の変速ショックが生ずることはない。これも第2ワンウェイクラッチ64の作用で、第4速において出力軸12側から駆動する状態にならないからである。第4速の変速比は、図1の実施態様における第5速と同様に、 $1/(1-\alpha 1 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は1.282になる。

【0102】前進第5速への変速は、第4速における第4クラッチ56の締結に加えて、第1クラッチ50の締結を解除し再び第3クラッチ54を締結することで、第3メンバーの第1キャリア26に加えて第2メンバーの第2サンギヤ32も入力軸10と連結して行われる。尚、この際に第2クラッチ52を締結しておく、次の第6速への変速制御がやりやすくなる。この場合の第2クラッチ52は動力伝達に関係しない。第5速の変速比は、図1の実施態様における第6速と同様に、歯数比に関わらず1.000の直結になる。

【0103】前進第6速への変速は、第4速から引き続いての第4クラッチ56、第2クラッチ52の締結に加えて、第3クラッチ54の締結を解除し第3ブレーキ68を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32と第3リングギヤ44とを連結したまま第3サンギヤ42をケース70に固定することで行われる。第6速の変速比は、図1の実施態様における第7速と同様に、 $1/(1+\alpha 2 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は0.752の増速比になる。

【0104】前進第7速への変速は、第4速から引き続いての第4クラッチ56の締結に加えて、第2クラッチ52の締結を解除し第1ブレーキ58を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に固定して行われる。この際、第3ブレーキ68は締結したままであるが動力伝達には関係しない。第7速の変速比は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1/(1+\alpha 2)$ になり、上記歯数比とした場合は0.625の増速になる。

【0105】後進の場合は、第3メンバーの第1キャリア26をケース70に固定する手段が機械的なロック機構84であること、および第3ブレーキ68を締結することを除き、図1の実施態様と同じである。この際、ロック機構84および第3ブレーキ68の締結と、第2クラッチ52の締結とを組み合わせて後進第1速(R-1)

の変速比が得られ、第3クラッチ54の締結と組み合わせ後進第2速(R-2)の変速比を得るが、いずれの場合もロック機構84の締結を先行して行い、続いて第3ブレーキ68および第2クラッチ52または第3クラッチ54を締結する。変速比の計算式は図1の実施態様と同じであり、上記歯数比とした場合は後進第1速が-3.704になり、第2速が-1.667になる。

【0106】以上のように6個の摩擦要素により、直結を含む前進7段後進2段の変速比を得ることができ、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。特に、図1の実施態様にあった第2ブレーキ62は、後進時に大きなトルクが作用するので大容量にせざるを得ず、高速走行時には回転差が大きくなるため、ここで生ずる引きずり抵抗が他の摩擦要素より大きい。

【0107】図9に示した実施態様は前進7段にすることで、第3メンバーの第1キャリア26のケース70への固定を後進時のみとしたため、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果がある。また、第2メンバーの第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定する第2の固定手段と、第3サンギヤ42をケース70に固定する第4の固定手段とを、実質的に一体の締結要素(第3ブレーキ68)としたため、締結要素の数を増やすことなく、変速ショックのにくい制御ができることが大きな特徴である。さらに、図9に示した実施態様においても、第2メンバー(第2サンギヤ32)が2種類の変速比をもって入力軸10と連結可能であることが、従来にない特徴である。

【0108】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第9の実施態様のスケルトンを図11に示す。また、これの作動表を図12に示す。ここでは、図9に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図11に示す実施態様は、図9に示した実施態様と同様に、第3メンバーの第1キャリア26のケース70への固定を後進時のみとし、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換するとともに、図9に示した実施態様の第3クラッチ54を除いたものである。

【0109】その結果、図9に示した実施態様において第3クラッチ54の締結が必要な前進第3速と後進第2速が省略されることになる。しかし、前進第4速の直結は第4クラッチ56の締結で代替できるので、前進6段後進1段の変速比を得ることができる。

【0110】次に、図11に示した実施態様の作動を、図12に示した作動表を基に説明する。各締結要素の締結を表す記号の意味は図10の作動表と同じである。前

進第1速から第6速までの変速については、図9に示した実施態様における前進第3速がないことと、図11において直結になる第4速(4th)の締結が3個のクラッチ50、52、56になることであり、他は同じであるので説明を省略する。

【0111】共線図の図示は省略したが、図18に示した前進8段後進2段のうち、前進第1速(1st)と第4速(4th)および後進第2速(R-2)を間引いたものになる。したがって、変速比の計算式も、図1に示した実施態様の説明から、上記の前進第1速と第4速および後進第2速を除いたものをそのまま用いる。以下、各歯数比 $\alpha 1$ を0.36、 $\alpha 2$ を0.58、 $\alpha 3$ を0.52として、各変速比を計算式とともに例示する。

【0112】前進第1速は、図1の実施態様における第2速と同様に、 $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 1(1 + \alpha 2)(1 - \alpha 3)\}$ となり、上記歯数比とした場合は3.443になる。第2速は、図1の実施態様における第3速と同様に、減速歯車40の減速比、 $1 / (1 - \alpha 3)$ と同じとなり、上記歯数比とした場合は2.083になる。第3速は、図1の実施態様における第5速と同様に、 $1 / (1 - \alpha 1 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は1.230になる。第4速は歯数比に関係なく変速比が1.000の直結になる。第5速は、図1の実施態様における第7速と同様に、 $1 / (1 + \alpha 2 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は0.768の増速になる。第6速は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1 / (1 + \alpha 2)$ になり、上記歯数比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、図1の実施態様における後進第1速と同じく、 $-1 / \alpha 2(1 - \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は-3.592になる。

【0113】以上のように5個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した、直結を含む前進6段後進1段の変速比を得ることができる。また、図9に示した実施態様と同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0114】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第10の実施態様のスケルトンを図13に示す。この実施態様は、図11に示した実施態様と一部が異なるだけである。ここでは、図11に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図13に示す実施態様は、図11に示した実施態様における減速歯車40の連結関係が異なる。

【0115】すなわち、第3サンギヤ42と第3キャリ

ヤ46の連結関係が逆転しており、第3サンギヤ42が入力軸10と連結しており、第3キャリヤ46がケース70に固定可能になっている。このため、変速比の計算式は図11に示した実施態様と異なるが、各締結要素の作動は図12に示したものと全く同じであり、前進6段後進1段の変速比が得られる。

【0116】以下、各歯数比 $\alpha 1$ を0.36、 $\alpha 2$ を0.58、 $\alpha 3$ を0.50として、各変速比を計算式とともに例示する。前進第1速は、 $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 1 \cdot \alpha 3(1 + \alpha 2)\}$ になり、上記歯数比とした場合は3.305になる。第2速は、減速歯車40の減速比、 $1 / \alpha 3$ と同じになり、上記歯数比とした場合は2.000になる。第3速は、 $1 / \{1 - \alpha 1(1 - \alpha 3)\}$ になり、上記歯数比とした場合は1.220になる。第4速は歯数比に関係なく変速比が1.000の直結になる。第5速は、 $1 / \{1 + \alpha 2(1 - \alpha 3)\}$ になり、上記歯数比とした場合は0.775の増速になる。第6速は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1 / (1 + \alpha 2)$ になり、上記歯数比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、 $-1 / (\alpha 2 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は-3.448になる。

【0117】図13に示した実施態様は、図11に示した実施態様と同様に、5個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した直結を含む前進6段後進1段の変速比を得ることができる。また、図9に示した実施態様で説明したのと同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0118】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第11の実施態様のスケルトンを図14に示す。この実施態様は、図11に示した実施態様にトルクコンバータ72を組み合わせた構成であり、その組み合わせ方は図3に示した実施態様と同様である。ここでは、図11および図3に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0119】図14に示す実施態様は、図11に示した実施態様と同じ減速歯車40およびメイン遊星歯車列16と、エンジン14との間にトルクコンバータ72を配設し、第4クラッチ56をトルクコンバータ72の中に配置したものである。各締結要素の作動は、図12に示したものと基本的に同じであり、前進6段後進1段の変速比が得られる。

【0120】また、前進第1速および第2速は、エンジン14の動力が全てトルクコンバータ72を経由して入

力軸10に伝達されるので流体駆動になり、第3速および第5速は一部の動力が第4クラッチ56を経由してメイン遊星歯車列16に入るので、クランク軸74と出力軸12との間では、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。前進第4速および第6速は、エンジン14の動力が全て機械的に出力軸12に伝達される。

【0121】詳細の説明は省略するが、図14に示した実施態様は、図11に示した実施態様と同様に、5個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した直結を含む前進6段後進1段の変速比を得ることができる。しかも、第4クラッチ56をトルクコンバータ72の中に配置できるので、遊星歯車列の周辺には4個の摩擦要素を配置するだけで済み、全体をより小型・軽量にすることができる。

【0122】また、図9に示した実施態様で説明したのと同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0123】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第12の実施態様のスケルトンを図15に示す。この実施態様は、図13に示した実施態様から2個のワンウェイクラッチ60、64と、これに付随する第3ブレーキ68を取り除いたものである。ここでは、図13に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0124】図15に示す実施態様は、上記した締結要素がなくなるので、その作動は図16に示す作動表のように各締結要素を締結することで、前進5段後進1段の変速比が得られる。共線図は図20に示すようになる。図18に示したものと異なるのは、減速歯車40が、第3サンギヤ42が入力軸10と同じく回転数が1であり、第3キャリア46が固定されているので回転数が0になっていることである。また、クラッチやブレーキの数が減っているため、メイン遊星歯車列側の連結関係を表す○印の数が少ないことがわかる。

【0125】具体的な変速比は、図13に示した実施態様と比べると変速比が1.000の直結がないことになり、各歯数比 $\alpha 1$ を0.36、 $\alpha 2$ を0.58、 $\alpha 3$ を0.50とした場合、各変速比を計算式とともに例示すると以下になる。前進第1速は、図13の実施態様と同様に、 $(\alpha 1 + \alpha 2) / \{\alpha 1 \cdot \alpha 3 (1 + \alpha 2)\}$ になり、上記歯数比とした場合は3.305になる。第2速も同様に、減速歯車40の減速比、 $1 / \alpha 3$ と同じとなり、上記歯数比とした場合は2.000になる。第3速は、 $1 / \{1 - \alpha 1 (1 - \alpha 3)\}$ になり、上記歯数

比とした場合は1.220になる。第4速は、図13の実施態様における第5速の $1 / \{1 + \alpha 2 (1 - \alpha 3)\}$ と同じになり、上記歯数比とした場合は0.775の増速になる。第5速は、図13の実施態様における第6速と同様に、 $1 / (1 + \alpha 2)$ になり、上記歯数比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、図13と同じく、 $-1 / (\alpha 2 \cdot \alpha 3)$ になり、上記歯数比とした場合は-3.448になる。

【0126】以上のように4個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。また、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。さらに、図14に示した実施態様のようにトルクコンバータと組み合わせて、第4クラッチ56をトルクコンバータ内に設けると、遊星歯車列周辺には3個の摩擦要素のみで構成できる。

【0127】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第13の実施態様のスケルトンを図17に示す。この実施態様は、図15に示した実施態様の第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定可能にしたものである。ここでは、図15に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0128】図17に示す実施態様は、ケース70にスリーブ86が設けてある。詳細の図示は省略したが、スリーブ86は、回転方向はケース70に固定されつつも軸方向には移動可能であり、図は軸方向左側にあって第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定している状態を表す。スリーブ86は、後進以外の場合は図に示すように軸方向左側にある。このスリーブ86を右側へ移動すると、第1キャリア26をケース70に機械的に固定することができる。

【0129】次に、図17に示す実施態様の作動を説明する。各締結要素の作動は、基本的に図16に示したものと同様であるが、前進第1速については、図のように第2メンバーの第2サンギヤ32が第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定されているので、自動車を加速する場合は第1クラッチ50を締結するだけでよく、エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動する場合に第1ブレーキ58を締結すればよい。

【0130】また、後進の場合はスリーブ86を右側へ移動して第1キャリア26をケース70に機械的に固定して、その後に第2クラッチ52を締結することで後進の変速比が得られる。その他の作動は図13に示した実施態様と同じであるので、詳細の説明は省略する。

【0131】以上のように4個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。特に、スリーブ86を設けて第2メンバー

の第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定可能としたので、前進第1速と第2速との間における変速に際して、変速ショックの発生を抑える制御を容易に行うことができる。

【0132】また、図1の実施態様における第2ブレーキ62をスリーブ86に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。

【0133】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第14の実施態様のスケルトンを図19に示す。この実施態様は、図15に示した実施態様における第2サンギヤ32および第1キャリア26のケース70への固定に、円錐摩擦要素100を用いたものである。ここでは、図15に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0134】ケース70にはヘリカルスプライン102が設けてあり、円錐摩擦要素100は、ヘリカルスプライン102に係合したヘリカルスプライン104を有しており、その内面はに第1円錐摩擦面106と第2摩擦面108を形成している。円錐摩擦要素100は、ヘリカルスプライン102に沿って軸方向（左右）に移動可能であるとともに、図示は省略するが油圧ピストンにより左右に移動および圧着が可能になっている。圧着とは、右側へ押しつけると第1キャリア26の円錐摩擦面26aと接してこれをケースに固定し、左側へ押しつけると第2サンギヤと一体の円錐摩擦面32aと接してこれをケースに固定することを意味する。

【0135】ヘリカルスプライン102および104は、円錐摩擦要素100が入力軸10と同じ回転方向にトルクが作用すると右側へ、その反対の回転方向にトルクが作用すると左側へ移動するようになっている。このため、前進第1速で加速する場合は前記の油圧ピストンにより、円錐摩擦要素100を左側へ押しつけておき、第1クラッチ50を締結して入力軸10から駆動すると、第2サンギヤ32は入力軸10の回転方向とは逆の方向へ回転しようとして、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106とが摩擦して、この摩擦トルクがヘリカルスプライン104から102へ伝達され、ここで円錐摩擦要素100を左側へ移動する力（スラスト）が生じる。

【0136】ここで、ヘリカルスプライン104、102のねじれ角（ヘリカルスプラインのリード）を適切に設定しておくと、ヘリカルスプライン104、102間で生ずる左側方向のスラストにより、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106との摩擦トルクが大きくなり、それがさらにヘリカルスプライン104、102間で生ずる左側へのスラストを大きくする作用になる。

【0137】このスラストを大きくする作用は、入力軸10側から加速（駆動）する場合にのみ起きるので、前

記油圧ピストンへの油圧を適切に制御することでワンウェイクラッチに近い作用をもたらすことができる。一方、出力軸12側から駆動するような場合は、ヘリカルスプライン104、102間に逆方向のトルクが作用して、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106とを離す方向のスラストが生ずる。そこで、ヘリカルスプライン104、102のねじれ角と油圧ピストンに作用させる油圧を適切な関係に設定することで、エンジンブレーキ時における第2サンギヤ32に作用する固定すべきトルクに耐えることができるようになる。

【0138】同様に、後進の場合は油圧ピストンで錐摩擦要素100を右側へ移動し、入力軸10から駆動すると、第1キャリア26は入力軸10と同じ回転方向に回転しようとして、ヘリカルスプライン104、102と円錐摩擦面26aと第2円錐摩擦面108とで同じ作用が起きて第1キャリア26をケース70に固定する方向のスラストが生じる作用をもたらす。後進時においても、油圧ピストンにより常に大きな力を錐摩擦要素100に与え、出力軸12側からの駆動も可能にする。

【0139】他の締結要素の作用は図15に示した実施態様と同じであるので、詳細の説明は省略するが、錐摩擦要素100以外に3個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。特に、錐摩擦要素100はワンウェイクラッチの機能を有するので、前進第1速と第2速との間における変速に際して、変速ショックの発生を抑える制御を容易に行うことができる。

【0140】また、円錐摩擦面は摩擦面の数が少なく、非作動時の摩擦面同士の隙間を確保することで引きずり抵抗を小さくすることができるので、図1の実施態様における第2ブレーキ62を円錐摩擦面26aと第2円錐摩擦面108とに置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。

【0141】以上、説明したように本発明の多段変速遊星歯車列によれば、以下のような効果が得られるとともに、当業者の一般的な知識に基づいて、図示した以外の締結要素を摩擦要素とワンウェイクラッチの併設に置換することや、多板クラッチなどの摩擦要素に代えて円錐摩擦要素にするなどの変更や改良を加えた態様で実施することができる。

【0142】

【発明の効果】以上、説明してきたように、本発明の多段変速遊星歯車列によれば、以下のような効果を得ることができる。

（1）請求項1に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、

該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能としたため、第1乃至第3メンバーと入力軸との連結と、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定を行う、少ない摩擦要素との組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行うことができるので、小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い変速機を得ることができる。

【0143】(2) 請求項2に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、入力軸は第3キャリアおよび第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、第3サンギヤはケース側に固定または固定可能であり、第3リングギヤは第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能としたため、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行うとともに、遊星歯車列全体を同一軸芯上で構成することができ、変速機をコンパクトにすることができる。

【0144】(3) 請求項3に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段としたため、大容量の摩擦要素が不要になり、高速走行における引きずり抵抗を下げて動力伝達効率が高まるので、燃費を一層向上させ

るとともに、製造コストと重量および所要スペースの削減をはかることができる。

【0145】(4) 請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニオンAと、該第3ピニオンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ピニオンBと、該第3ピニオンBおよび第3ピニオンAを軸支する第3キャリアを備え、第3サンギヤと第3キャリアのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリアのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したため、所要の減速比に応じて第3サンギヤと第3キャリアのうちの一方と入力軸とを連結し、他方を固定することで、変速比の設定自由度を高めることができる。

【0146】(5) 請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、第2メンバーを、ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリアを、第2ワンウェイクラッチ(第3の固定手段)を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリアをケースに固定する第4の固定手段を設けたため、特に低速段における変速ショックを出にくい制御を容易にすることができる。

【0147】(6) 請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能に構成したため、第1ワンウェイクラッチおよび第2ワンウェイクラッチを活用して変速ショックが出にくい制御を容易にしながら、摩擦要素の数を多くしないで構成することができる。

【0148】(7) 請求項7に記載した本発明の多段変速遊星歯車列によれば、メイン遊星歯車列は、内燃機関のクランク軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星歯車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、クランク軸が少なくとも第3メンバーに連結可能としたため、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う機能を持ちながら、全体として摩擦要素を1個減らすことができるので、小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い変速機を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の多段変速遊星歯車列のスケルトン図である。

【図2】図1に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図3】本発明の多段変速遊星歯車列における第2の実施態様のスケルトン図である。

【図4】本発明の多段変速遊星歯車列における第3の実

施態様のスケルトン図である。

【図5】本発明の多段変速遊星歯車列における第4の実施態様のスケルトン図である。

【図6】本発明の多段変速遊星歯車列における第5の実施態様のスケルトン図である。

【図7】本発明の多段変速遊星歯車列における第6の実施態様のスケルトン図である。

【図8】本発明の多段変速遊星歯車列における第7の実施態様のスケルトン図である。

【図9】本発明の多段変速遊星歯車列における第8の実施態様のスケルトン図である。 10

【図10】図9に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図11】本発明の多段変速遊星歯車列における第9の実施態様のスケルトン図である。

【図12】図11に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図13】本発明の多段変速遊星歯車列における第10の実施態様のスケルトン図である。

【図14】本発明の多段変速遊星歯車列における第11の実施態様のスケルトン図である。 20

【図15】本発明の多段変速遊星歯車列における第12の実施態様のスケルトン図である。

【図16】図15に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図17】本発明の多段変速遊星歯車列における第13の実施態様のスケルトン図である。

【図18】図1に示した多段変速遊星歯車列の共線図である。

【図19】本発明の多段変速遊星歯車列における第14の実施態様のスケルトン図である。 30

【図20】図15に示した多段変速遊星歯車列の共線図である。

【符号の説明】

10：入力軸

12：出力軸

14：エンジン（内燃機関）

16：メイン遊星歯車列

20：第1遊星歯車組

22：第1サンギヤ

24：第1リングギヤ

26：第1キャリア

26a：円錐摩擦面

28：第1ビニヨン、ショートビニヨン

30：第2遊星歯車組

32：第2サンギヤ

32a：円錐摩擦面

34：第2リングギヤ

36：第2キャリア

38：第2ビニヨン、ロングビニヨン

40：減速歯車

42：第3サンギヤ

44：第3リングギヤ

46：第3キャリア

48a、48b：第3ビニヨン

50：第1クラッチ

52：第2クラッチ

54：第3クラッチ

56：第4クラッチ

58：第1ブレーキ

60：第1ワンウェイクラッチ

62：第2ブレーキ

64：第2ワンウェイクラッチ

66：第5クラッチ

68：第3ブレーキ

70：ケース（静止部）

72：トルクコンバータ

74：クランク軸

76：ポンプ

78：タービン

80：ステータ

82：ワンウェイクラッチ

84：ロック機構

86：スリーブ

90：第1駆動歯車

92：第1被動歯車

94：第2駆動歯車

96：第2被動歯車

100：円錐摩擦要素

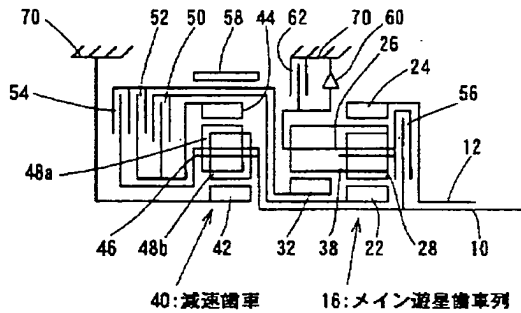
102：ヘリカルスプライン

104：ヘリカルスプライン

40 106：第1円錐摩擦面

108：第2円錐摩擦面

【図1】



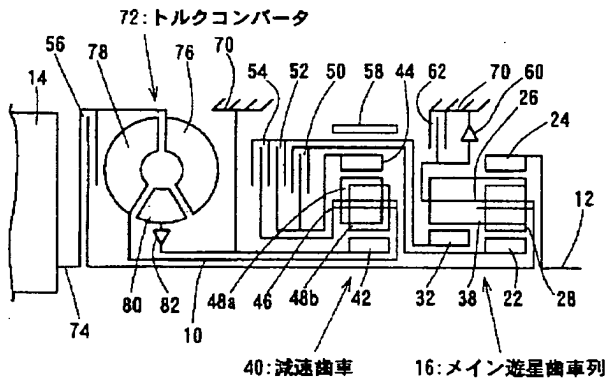
【図2】

	50	52	54	56	58	62	60
1st	○						○
2nd	○				○		
3rd	○	○					
4th	○		○				
5th				○			
6th		○	○				
7th	○		○				
8th				○	○		
R-1	○					○	
R-2		○				○	
L-1	○					○	

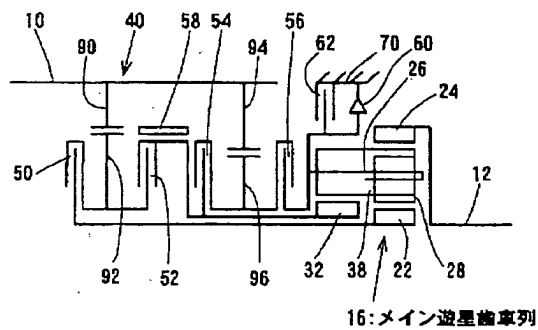
【図12】

	50	52	56	58	68	60	64	64
1st	○				○	○		
2nd	○	○		▽			○	
3rd	○		○				○	
4th	○	○	○					
5th		○	○	○				
6th		○	○	△				
R	○			○			○	
L-1	○			○	○			
L-2	○	○			○			
L-3	○		○		○			

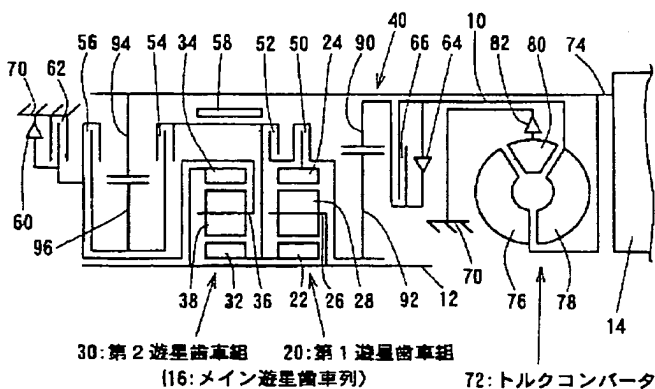
【図3】



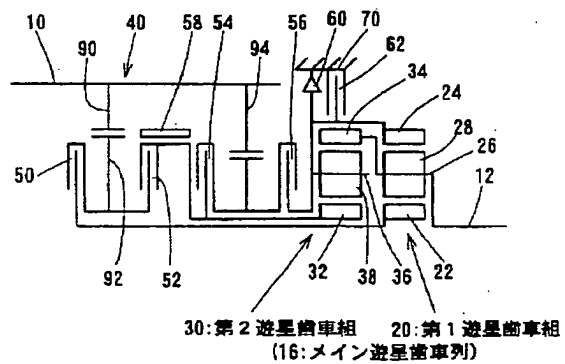
【図5】



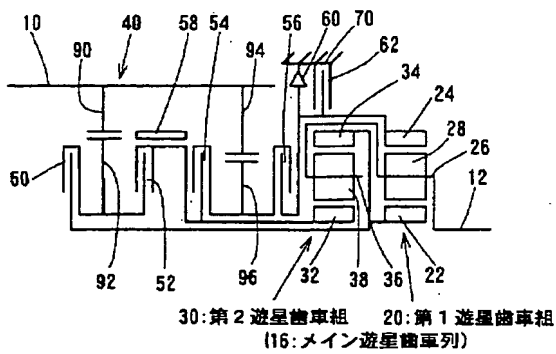
【図4】



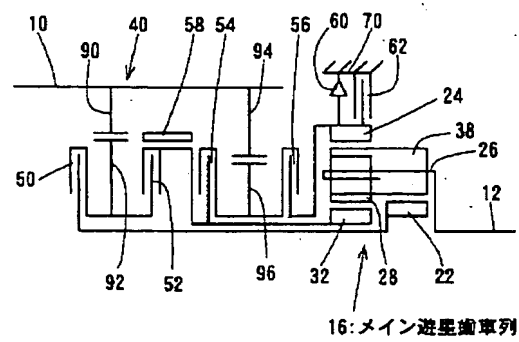
【図6】



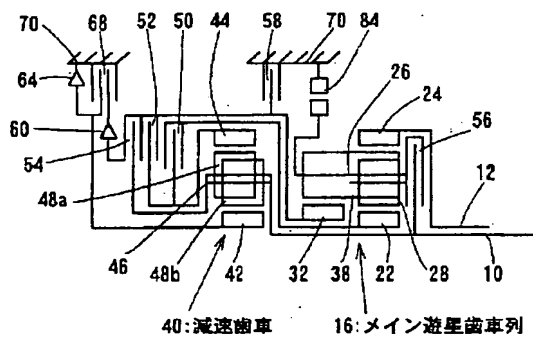
【図7】



【図8】



【図9】



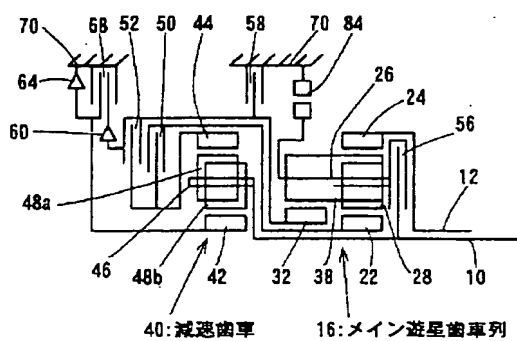
【図10】

	50	52	54	56	58	60	62	64	66
1st	○					○		○	
2nd	○	○				▽	○		
3rd	○		○					○	
4th	○			○					○
5th		△	○	○					
6th	○		○	○		○			
7th				○	○	△			
R-1	○					○			○
R-2		○				△			○
L-1	○				○	○			
L-2	○	○				○			
L-3	○		○			○			
L-4	○			○		○			

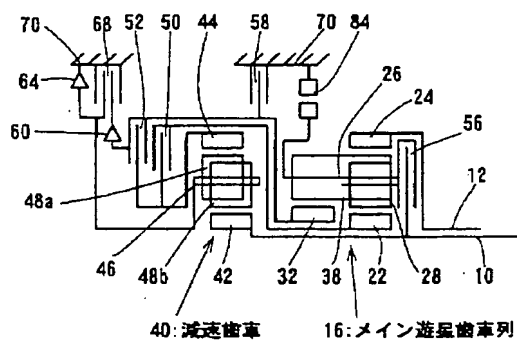
【図16】

	50	52	56	58	64
1st	○			○	
2nd	○	○			
3rd	○		○		
4th		○	○		
5th			○	○	
R		○			○

【図11】



【図13】

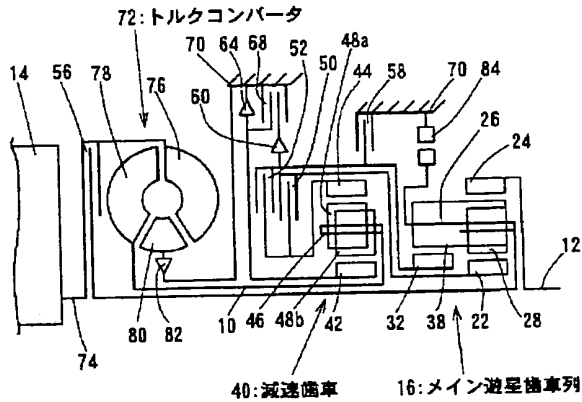




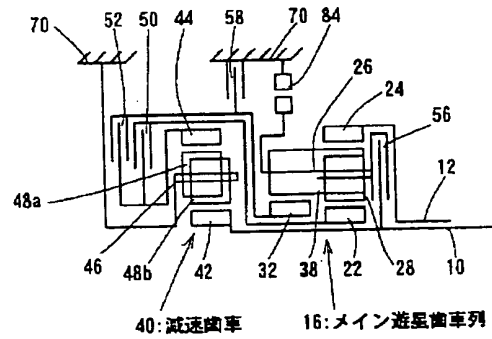
(20)

特開2002-323098

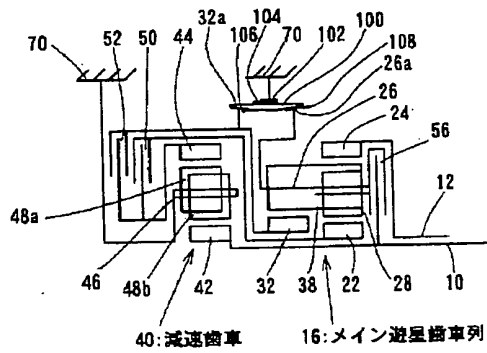
【図14】



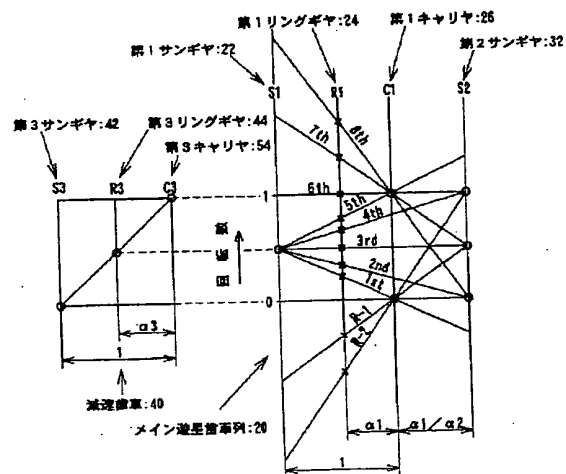
【図15】



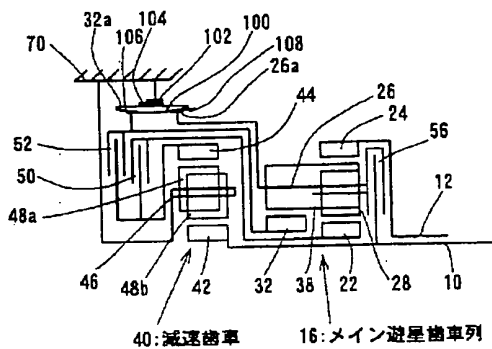
【図17】



【図18】



【図19】



【図20】

